

⑫

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

②2 Date de dépôt : 05.06.97.

③0 Priorité :

④3 Date de mise à la disposition du public de la demande : 11.12.98 Bulletin 98/50.

⑤6 Liste des documents cités dans le rapport de recherche préliminaire : *Se reporter à la fin du présent fascicule*

⑥0 Références à d'autres documents nationaux apparentés :

⑦1 Demandeur(s) : L'HYDRAULIQUE CHATEAUDUN SOCIETE ANONYME — FR et ETABLISSEMENTS FAURE HERMAN — FR.

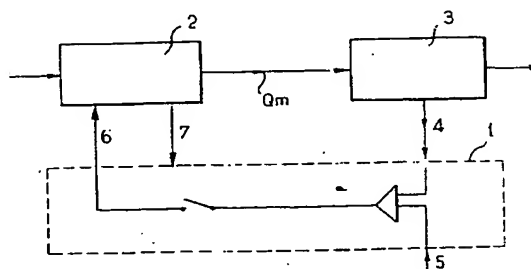
⑦2 Inventeur(s) : GRANCHER RAYMOND et PABOIS DIDIER.

⑦3 Titulaire(s) :

⑦4 Mandataire(s) : CABINET BOETTCHER.

⑤4 DISPOSITIF D'ALIMENTATION EN CARBURANT D'UN MOTEUR ROTATIF A COMBUSTION.

⑤7 Dispositif d'alimentation en carburant d'un moteur rotatif tel qu'une turbine d'aéronef comprenant au moins une pompe d'alimentation (2) et un régulateur du débit de carburant destiné au moteur en fonction d'un signal de commande (5), caractérisé en ce que la pompe (2) est une pompe à cylindrée variable comportant un organe de réglage de cette cylindrée, tandis que le régulateur de débit comporte un débitmètre massique (3) délivrant un signal proportionnel au débit massique délivré par la pompe et une unité centrale de commande (1) recevant en entrée un signal de consigne (5) de débit massique et le signal (4) issu du débitmètre (3) et émettant en sortie un signal de commande (6) de l'organe de réglage de la cylindrée de la pompe correspondant au signal de consigne corrigé par le signal issu du débitmètre.



La présente invention concerne un dispositif d'alimentation en carburant d'un moteur rotatif à combustion (par exemple une turbine), notamment pour aéronef afin de délivrer une quantité de carburant (un débit massique) proportionnelle à un signal de commande avec un asservissement de cette quantité à la valeur du signal de commande (consigne) qui la rende indépendante des fluctuations et perturbations subies par le système d'alimentation et/ou le carburant.

Actuellement l'alimentation en carburant d'un moteur d'aéronef est, dans la plupart des cas, assurée par une pompe à cylindrée fixe, par exemple une pompe à engrenage, dont le débit est proportionnel à la vitesse de rotation du moteur qu'elle alimente. Ce débit est toujours excédentaire par rapport au besoin instantané du moteur et la régulation des besoins du moteur en fonction d'une consigne est obtenue par le détournement en direction du réservoir d'une fraction du débit de sortie de la pompe au moyen d'un régulateur qui peut prendre la forme d'une servovalve à différence de pression constante (entre l'entrée et la sortie de cette dernière). La valeur de consigne est transmise à la servovalve sous la forme d'une intensité de courant et le débit délivré au moteur est une image de cette intensité.

L'un des inconvénients de ce dispositif est qu'il réalise une régulation du débit volumétrique du carburant qui ne prend donc pas en compte les variations de densité de celui-ci en fonction notamment de sa température. Ce dispositif demande également de mettre en oeuvre des pompes d'alimentation largement surdimensionnées pour pouvoir couvrir une demande de carburant qui est variable sur une plage importante en fonction des régimes possibles du moteur (décollage, croisière, ralentis au sol et en vol...).

La présente invention est une solution alterna-

tive à celles existantes pour l'alimentation en carburant des moteurs d'aéronef, qui permet d'assurer une régulation beaucoup plus précise de la quantité de carburant délivrée au moteur en fonction de la valeur de consigne décidée par le pilote et d'éviter une dérive de cette quantité qui pourrait naître des modifications pouvant intervenir tant au niveau des caractéristiques mécaniques du dispositif (notamment le rendement de la pompe) qu'au niveau des modifications de la masse volumique du carburant en fonction de l'environnement, de la température et des conditions d'emploi.

A cet effet l'invention a donc pour objet un dispositif d'alimentation en carburant d'un moteur rotatif tel qu'une turbine d'aéronef comprenant au moins une pompe d'alimentation et un régulateur du débit de carburant destiné au moteur en fonction d'un signal de commande dans lequel la pompe est une pompe à cylindrée variable comportant un organe de réglage de cette cylindrée, tandis que le régulateur de débit comporte un débitmètre massique délivrant un signal proportionnel au débit massique de fluide délivré par la pompe et une unité centrale de commande recevant en entrée un signal de consigne de débit massique et le signal issu du débitmètre et émettant en sortie un signal de commande de l'organe de réglage de la cylindrée de la pompe correspondant au signal de consigne corrigé par le signal issu du débitmètre.

Dans un mode de réalisation de l'invention, la pompe à cylindrée variable est une pompe à palettes, l'organe de réglage de la cylindrée étant constitué par le stator de la pompe, mobile en position par rapport au rotor au moyen d'un vérin hydraulique dont les chambres de sections identiques sont sélectivement reliées à ou isolées d'une source de fluide sous pression et d'un réservoir au moyen d'une servovalve de régulation de débit (servovalve de débit) à deux étages qui reçoit le signal émis par

l'unité centrale de commande.

Dans un mode préféré de réalisation, le vérin hydraulique de commande de la position du stator de la pompe est couplé à un organe de rétroaction mécanique sur le premier étage de la servovalve de débit. On assure ainsi une première boucle fermée d'asservissement à l'intérieur même de l'organe de réglage de la cylindrée.

On double cette première boucle d'asservissement au moyen d'un capteur de position du vérin hydraulique de commande de la position du stator, capteur qui délivre en sortie un signal correspondant à la cylindrée réelle de la pompe, ce signal étant dirigé vers l'unité centrale de commande.

Dans une application où il faut couvrir une demande en carburant s'étendant sur une plage importante, le dispositif comporte deux pompes à cylindrée variable dont l'une est affectée à la fourniture d'un débit compris dans une première plage correspondant sensiblement à la moitié de la plage totale et l'autre est affectée à la fourniture d'un débit complémentaire au-delà de cette première plage, les conduits de refoulement de ces deux pompes étant raccordés à un conduit unique, le dispositif comportant en outre deux débitmètres massiques l'un étant placé en amont du conduit unique sur le conduit de refoulement de la pompe destinée à fournir les débits inférieurs, l'autre étant placé sur le conduit unique, l'unité centrale de commande comportant un premier circuit délivrant le signal de commande de la cylindrée de la pompe affectée aux débits inférieurs en fonction du signal émis par le premier débitmètre massique et un second circuit délivrant le signal de commande de la cylindrée de la pompe affectée au débit complémentaire activé pour un débit massique de consigne supérieur à une valeur déterminée en fonction de la différence des signaux émis par chacun des débitmètres.

D'autres caractéristiques et avantages ressorti-

) ront de la description donnée ci-après à titre indicatif de quelques modes de réalisation du dispositif selon l'invention.

Il sera fait référence aux dessins annexés parmi  
5 lesquels :

- la figure 1 est un schéma de principe du dispositif de l'invention,
- la figure 2 illustre un premier mode de réalisation de l'invention mettant en oeuvre une servo-pompe à  
10 cylindrée variable à palettes,

- la figure 3 est un schéma illustrant par blocs l'asservissement mécanique interne de la servo-pompe de la figure 2,

- la figure 4 illustre un deuxième mode de  
15 réalisation de l'invention mettant en oeuvre deux servo-pompes formant un dispositif d'alimentation en carburant.

Le schéma de la figure 1 représente une unité centrale de commande 1, une servo-pompe 2 et un débitmètre massique 3. La servo-pompe 2 est traversée par le  
20 débit  $Q_m$  de carburant qu'elle délivre en direction d'un moteur non représenté, ce débit traversant également le débitmètre massique 3.

On rappellera succinctement que dans un débitmètre massique, de manière connue, il existe deux hélices  
25 hélicoïdales à pas différents placées en série dans la chambre de mesure du débitmètre. Ces deux hélices sont reliées entre elles par un ressort de torsion de sorte qu'il existe un déphasage entre ces deux hélices et l'expression de ce déphasage est directement proportion-  
30 nelle au débit traversant le débitmètre et plus exactement à la masse de liquide par unité de temps traversant ce débitmètre. La sortie "signal" du débitmètre massique 3 est reliée en 4 à l'unité centrale de manière à lui fournir la valeur du débit massique réellement délivré par la servo-  
35 pompe. L'unité centrale reçoit en 5 un signal de consigne

correspondant au débit massique qui doit parvenir au moteur, résultant de l'opération que l'on souhaite réaliser. En fonction de ces données, l'unité centrale émet en direction de la servo-pompe 2 un signal 6 qui exprime une cylindrée de consigne pour la servo-pompe. En effet, dans les cas d'application auxquels est destiné le dispositif de l'invention, le débit délivré par une pompe ne peut être ajusté que si l'on agit sur la cylindrée de celle-ci car il n'est pas possible d'agir sur sa vitesse de rotation ou sa cadence qui est mécaniquement reliée à la rotation du moteur que la pompe doit alimenter. Enfin, sur cette figure on a représenté en 7 un retour d'information de la servo-pompe vers l'unité centrale 1, c'est-à-dire un signal correspondant à la cylindrée de la servo-pompe telle qu'elle est réellement établie. On comprend de ce schéma de principe, dans la mesure où il y a une corrélation préalable établie entre le signal de consigne 5 et le signal 4 issu du débitmètre massique 3, que l'unité centrale 1 a pour fonction d'asservir en permanence la cylindrée de la pompe au débit massique réel délivré par celle-ci. Ce type d'asservissement présente l'avantage de garantir une alimentation en quantité de carburant conforme à la consigne donnée au dispositif en corrigeant par exemple l'effet des perturbations dues aux variations de la masse volumique du carburant, de la vitesse de rotation de l'arbre de la pompe et du rendement volumique de cette dernière.

La figure 2 illustre plus en détail un mode de réalisation du dispositif selon l'invention. A cette figure, la servo-pompe est constituée par l'association d'une pompe à palettes 10 à cylindrée variable, c'est-à-dire que le stator 11 de cette pompe peut être déplacé par rapport au rotor 12 de celle-ci et par une servovalve 20 qui est connue en elle-même pour établir dans chacune de ses sorties 21 et 22 une pression proportionnelle à

l'intensité du courant de commande qui est appliquée en 23 au moteur couple 24 formant le premier étage de cette servovalve 20.

On rappellera brièvement que la servovalve 20  
5 comporte un premier étage ou étage de pilotage disposé de manière à déplacer sélectivement un tiroir 201 de distributeur du second étage de la valve par rapport à un corps 202. Le premier étage comporte le moteur couple 24 qui peut engendrer un mouvement de pivotement d'une palette en  
10 réponse à un courant électrique d'alimentation. La polarité de ce courant électrique détermine la direction du mouvement de pivotement de la palette et l'intensité de ce courant détermine l'amplitude de ce mouvement de pivotement dans la direction appropriée. Cette palette n'est pas  
15 représentée à la figure. Elle a pour fonction de créer une différence de pression entre deux conduits 203, 204 dérivés d'un conduit commun 205 soumis en permanence à une pression d'alimentation. Une tige ou lame mécanique élastique de rétro-action 206 agit entre le tiroir 201 et la palette non  
20 représentée.

Le tiroir 201 possède trois portées axialement espacées sur une tige commune, chaque portée étant en recouvrement d'orifices ou de rainures ménagés dans le corps 202 quand le tiroir est dans une position d'origine  
25 telle que représentée à la figure. Ainsi, dans cette position, les portées de droite et de gauche recouvrent juste les orifices de droite et de gauche du corps qui communiquent avec une source de fluide sous pression par le conduit 207 alors que la portée du milieu recouvre exactement un orifice ou une rainure d'échappement qui est à une  
30 pression de retour R déterminée correspondant par exemple à la pression d'alimentation de la pompe à palettes. La chambre annulaire 208 entre les portées de droite et du milieu communiquent avec une chambre 110 dans laquelle  
35 pénètre une partie 111 en forme de piston du stator 11 de

la pompe 10 et la chambre annulaire 209 entre la portée du milieu et la portée de droite du tiroir communique avec la chambre 112 dans laquelle pénètre une partie opposée 113 en forme de piston du stator 11. Les chambres 110 et 112 sont  
5 ménagées dans un corps 13 dans lequel est monté à coulissement le stator 11 de la pompe 10. Elles sont de section identique. Ainsi, la valve 20 est une valve à quatre voies et le stator 11 se comporte comme le piston d'un vérin de commande de sa position par rapport au rotor (il est  
10 possible de prévoir un vérin séparé du stator dont le piston y serait attelé).

Quand il n'y a pas de courant d'alimentation au moteur-couple 24, des ressorts de centrage qui ne sont pas représentés maintiennent la palette dans une position  
15 centrale. La pression qui règne dans le conduit 203 est égale à la pression qui règne dans le conduit 204. En outre la palette est reliée au tiroir 201 par la lame de ressort 206. Ainsi, si le tiroir est dans une position différente de sa position d'origine lorsqu'il n'y a pas de courant  
20 d'alimentation, le ressort 206 empêchera la palette de se déplacer en direction de sa position centrale. On aura ainsi créé une pression différentielle entre les deux chambres d'extrémité du tiroir, cette pression différentielle ayant pour effet de ramener le tiroir vers sa  
25 position d'origine. A la fin, quand le tiroir est dans cette position d'origine, il n'y aura plus de débit de fluide sous pression au travers du deuxième de la servovalve.

En supposant que l'on alimente le moteur-couple  
30 avec un courant de polarité et d'intensité approprié pour faire pivoter la palette dans une direction telle que la pression s'élève dans le conduit 203 donc dans la chambre d'extrémité de gauche 210 du second étage de la servovalve et diminue dans le conduit 204 donc dans la chambre  
35 d'extrémité 211 de droite du tiroir 201 de la servovalve.



Cette pression différentielle de pilotage ainsi créée entre les chambres 210 et 211 exerce une force nette sur le tiroir qui le déplace vers la droite par rapport à sa position d'origine. Ce déplacement vers la droite continuera jusqu'à ce que le ressort 206 tire la palette en direction de sa position centrale jusqu'à une position où la pression différentielle de pilotage est juste suffisante pour contraindre en flexion le ressort 206 afin d'équilibrer le couple développé sur la palette par le moteur-couple 24. De ce fait, le déplacement vers la droite du tiroir est sensiblement proportionnel à l'intensité du courant d'alimentation. Un tel déplacement de ce tiroir permet au fluide provenant du conduit 207 de circuler en direction de la chambre 112 de commande de la position du stator de la pompe à cylindrée variable tandis que la chambre 110 est mise à l'échappement au travers de la chambre 208. Pour un courant de polarité opposé, les déplacements seront inverses.

En l'absence de courant d'alimentation les ressorts de centrage du moteur-couple autoriseront une déflexion de la palette du premier étage dans une direction telle que le tiroir reviendra vers sa position d'origine jusqu'à ce que la force exercée dans la lame 206 soit réduite à zéro. Lorsque le tiroir est dans sa position d'origine la circulation de fluide au travers du deuxième étage de la servovalve est interrompu.

Le stator mobile 11 de la pompe 10 est également relié à la palette solidaire du moteur-couple 24 de la servovalve au moyen d'un dispositif élastique symbolisé en 14. Ce dispositif élastique a la même fonction pour le même stator 11 à l'égard du moteur-couple que la lame élastique 206 pour le tiroir 201 à l'écart de ce moteur-couple. Ainsi, lorsque le courant appliqué au moteur-couple qui a conduit à une alimentation de la chambre 112 cesse, la rétroaction mécanique 14 sur l'élément mobile du moteur

couple tend à imprimer par l'intermédiaire de la palette 206 un mouvement du tiroir 201 tel qu'il ouvre la communication entre le conduit 22 et le circuit de retour R. La chambre 112 se purge et le tiroir revient dans une position de repos où, par exemple, la cylindrée de la pompe 10 est nulle car le rotor 12 est coaxial au logement du stator 11 dans lequel il tourne.

Le stator 11 de la pompe 10 se comporte donc un peu comme le troisième étage d'une servovalve à régulation de débit.

La pompe 10 est reliée à un conduit d'aspiration 15 auquel est connecté le circuit de retour R de la servovalve 20, et débite dans un conduit de refoulement 16 auquel est relié par une dérivation 17 le circuit de pression 207 précédemment décrit. Le circuit de refoulement 16 conduit au moteur et il est équipé du débitmètre massique 3. On a représenté par la référence 18 un capteur de la vitesse de rotation du rotor 12 de la pompe.

L'unité centrale de commande 1 est une unité électronique qui reçoit en entrée un signal de consigne sous la forme d'une valeur du débit massique désiré  $Q_c$ . Dans cette unité de commande, 30 représente une fonction de division d'un signal d'entrée par la vitesse de rotation de la pompe. En sortie donc du bloc 30 ayant reçu le signal  $Q_c$ , le signal correspond à une cylindrée de consigne  $C_{yc}$ . Par ailleurs l'unité 1 reçoit en entrée le signal  $Q_m$  issu du débitmètre massique 3 qui, également divisé par la vitesse de rotation du rotor de la pompe, est transformé en la cylindrée mesurée  $C_{ym}$ . La cylindrée de consigne est comparée à la cylindrée mesurée à un point de sommation algébrique 101 et le signal algébrique d'erreur qui en résulte est ajouté au point de sommation 102, après amplification appropriée, au signal de cylindrée de consigne pour donner un signal de cylindrée réelle  $C_{yr}$ .

Pour parfaire l'asservissement de la servo-pompe,

on aura pourvu le stator 11 d'un capteur de position 19 (LVDT). Ce capteur de position émet un signal qui est significatif de la position du stator par rapport au rotor de la pompe donc de sa cylindrée. Ce signal Cys est retransmis au point de sommation 103 au signal Cyr et le signal algébrique d'erreur en résultant, après amplification appropriée, est ajouté au point de sommation 104 à ce signal Cyr pour donner le signal 23 appliqué au moteur-couple 24.

Comme on a rappelé brièvement le fonctionnement d'une servovalve en regard de la figure 2, la figure 3 est un schéma en blocs diagrammes illustrant le fonctionnement de la servo-pompe de la figure 2. Ainsi, le signal 23 est admis au moteur-couple 24 qui exerce un couple  $C_e$  sur la palette de création de pression différentielle aux extrémités du tiroir 201. Ce couple est admis au point de sommation 40 qui reçoit également un couple opposé  $C_s$  exercé par le rotor et le dispositif 14 en tant que signal négatif de rétro-action. La somme algébrique  $C_e + C_s$  est admise à un autre point de sommation 41 où un signal négatif de rétro-action  $C_t$  est également admis et est significatif du couple exercé par la lame 206. Le couple résultant  $C_{yn}$  (couple net) est affecté d'un gain  $K_1$  qui est notamment fonction de la palette de création de pression différentielle au bloc 42 et conduit à un signal  $X_p$  significatif du déplacement de cette palette qui, affectée d'un gain  $K_2$  au bloc 43 relatif au débit du premier étage de la valve, produit un débit de pilotage  $Q_p$  qui agit aux extrémités du tiroir 201. Ce débit provoque une vitesse de ce tiroir et par intégration dans le bloc 44 on obtient un signal  $X_{ti}$  significatif de la position de ce tiroir. La position de ce tiroir est traitée au bloc 45 par intégration en fonction des sections de passage découvertes et de la section des extrémités 111 et 112 du stator formant piston de sorte qu'on obtient un signal  $X_{st}$  qui correspond à la position du stator. Ce

signal est affecté d'un coefficient au bloc 46 qui reflète la relation entre la position du stator et la cylindrée de la pompe, de sorte qu'il est produit un signal Cr significatif de la cylindrée de cette pompe qui, multiplié par la vitesse de rotation de la pompe au bloc 47, donne le débit théorique du carburant issu de la bombe. La boucle de rétroaction qui fournit le signal Cz (une force) comporte un bloc 48 illustrant l'affectation à la position du tiroir d'un coefficient lié à la raideur de la lame 206 ; il en est de même pour la boucle de rétro-action qui fournit le signal Cs (une force également) où un bloc 49 affecte à la position du tiroir un coefficient significatif de la raideur du ressort 14.

Le dispositif illustré par la figure 4 comporte deux servo-pompes 50 et 60 identiques à celle décrite en regard de la figure 2. Le conduit 16 de la servo-pompe 60 comporte le débitmètre massique 3 et à ce conduit est raccordé le conduit de refoulement 56 de la deuxième servo-pompe 50, en aval du débitmètre 3, les conduits 16 et 56 étant réunis en un conduit unique d'alimentation 70 sur lequel est installé un second débitmètre massique 8.

Cette association de deux servo-pompes correspond à un cas d'application répondant au cahier des charges de l'alimentation en carburant d'un aéronef établi comme suit.

Le besoin de carburant dans un régime de ralenti au sol de ce type d'avion est de 3000 Kg/heure, ce qui correspond, pour une vitesse de rotation de la pompe de 4500 tours par minute, à une cylindrée théorique de la pompe de 14 cm<sup>3</sup> par tour. Au décollage, l'avion demande 8000 Kg/heure de carburant et pour une vitesse de rotation de la pompe à 10000 tours par minute, la cylindrée nécessaire à délivrer ce débit massique est de 17 cm<sup>3</sup> par tour. En vitesse de croisière, la vitesse de rotation de la pompe est de 7500 tours et la demande de l'avion est de 3000 Kg/heure, ce qui correspond à une cylindrée théorique de

9 cm<sup>3</sup> par tour. Enfin, dans une phase de ralenti en vol, la vitesse de rotation de la pompe est de 4500 tours par minute et la demande de l'aéronef est de 130 Kg/heure ce qui correspond à une cylindrée théorique de pompe de 0,7 cm<sup>3</sup> par tour.

On constate de ces données que les deux zones de fonctionnement des pompes d'alimentation sont bien dissociées en vol et au sol. En effet en vol la variation de cylindrée théorique s'étend sur environ 9 cm<sup>3</sup> par tour tandis que la demande maximale au sol de carburant correspond à une cylindrée théorique de 17 cm<sup>3</sup> par tour c'est-à-dire 8 cm<sup>3</sup> de plus que la capacité nécessaire de la pompe pour maintenir la consommation en vol. On comprend donc qu'en mettant en oeuvre deux pompes d'une capacité théorique maximale de 9 cm<sup>3</sup> par tour, il suffit de maintenir en service l'une de ces pompes pour assurer l'alimentation de l'avion en vol et d'y adjoindre la deuxième pompe pour satisfaire aux besoins en carburant de l'avion au sol. Ainsi tant que la demande en carburant n'excède pas 3000 Kg/heure, seule la première pompe débite alors que le stator de la seconde est disposé de manière concentrique à son rotor afin que le débit complémentaire soit nul. Ceci correspond à la phase vol de l'avion. Au sol, la première pompe est réglée sur sa capacité théorique maximale de 9 cm<sup>3</sup> et la régulation de l'alimentation se produit en agissant sur la seconde pompe.

Le rotor des deux pompes est calé sur le même arbre d'entraînement lui-même calé sur l'arbre de la turbine alimentée, si bien qu'au décollage lorsque la vitesse de rotation de la turbine est de 10.000 tours par minute, la première pompe dont la cylindrée est maximale c'est-à-dire à 9 cm<sup>3</sup> par tour, débite une quantité de 4250 Kg/heure. Le débitmètre massique 3 est donc dimensionné pour accepter cette quantité maximale de carburant. Il existe des débitmètres massiques qui mesurent à moins de 1

% d'incertitude le débit qui les traverse quand celui-ci est compris entre 400 et 4500 Kg/heure.

Le débitmètre massique 8 est traversé par la totalité de la quantité de carburant admise au moteur quel que soit le régime de fonctionnement de l'avion et sa capacité doit donc atteindre au moins 8000 Kg/heure. Il existe également des débitmètres massiques capables de couvrir cette plage de mesure dont la précision est inférieure au % pour des quantités comprises entre 2500 et 8000 Kg/heure.

La cylindrée de la pompe 60 est réglée exactement de la même manière que celle de la pompe 10 de la figure 2 par la partie 1a de l'unité centrale de commande 1. Tant que la valeur de consigne du débit massique  $Q_c$  conduit à la détermination d'une cylindrée de consigne inférieure à 9 cm<sup>3</sup> par tour, la partie 1b de l'unité de commande centrale 1 n'est pas activée par un moyen de seuil connu et non représenté et le signal 23b reçu par la servopompe 50 est nul. Lorsque ce débit de consigne conduit à une cylindrée de consigne supérieure à 9 cm<sup>3</sup> par tour, la valeur de cette cylindrée de consigne arrivant au point de sommation 102 est limitée à 9 cm<sup>3</sup> par tour grâce à la fonction du bloc de seuil 31. La valeur de la cylindrée de consigne correspondant au débit de consigne est amenée à un point de sommation 100b où il lui est retranché la valeur de seuil (9cm<sup>3</sup> par tour). Le résultat de cette soustraction constitue la cylindrée de consigne destinée à la régulation de la pompe 50. Cette cylindrée de consigne est amenée à un point de sommation 101b qui reçoit en valeur négative la valeur de la différence des débits enregistrés par les débitmètres 3 et 8 divisée par la vitesse de rotation des pompes. Les signaux sont ensuite traités de la même manière que pour la pompe 10 de la figure 2, à savoir que le signal d'erreur issu du point de sommation 101b est additionné au signal correspondant à la cylindrée de consigne pour la

) pompe 50 au point de sommation 102b, que cette valeur est ensuite comparée au point de sommation 103b avec la valeur correspondant à la cylindrée réelle de la pompe détectée par le capteur de position 59 associé au stator de la pompe  
5 50, que le signal d'erreur résultant de cette comparaison est additionné au point de sommation 104b pour délivrer le signal 23b de commande du moteur-couple de la servo-pompe 50.

REVENDECATIONS

1. Dispositif d'alimentation en carburant d'un moteur rotatif tel qu'une turbine d'aéronef comprenant au moins une pompe d'alimentation (2) et un régulateur du débit de carburant destiné au moteur en fonction d'un signal de commande (5), caractérisé en ce que la pompe (2) est une pompe à cylindrée variable comportant un organe de réglage de cette cylindrée, tandis que le régulateur de débit comporte un débitmètre massique (3) délivrant un signal proportionnel au débit massique délivré par la pompe et une unité centrale de commande (1) recevant en entrée un signal de consigne (5) de débit massique et le signal (4) issu du débitmètre (3) et émettant en sortie un signal de commande (6) de l'organe de réglage de la cylindrée de la pompe correspondant au signal de consigne corrigé par le signal issu du débitmètre.

2. Dispositif selon la revendication 1, caractérisé en ce que la pompe à cylindrée variable est une pompe à palettes (10), l'organe de réglage de la cylindrée étant constitué par le stator (11) de la pompe, mobile en position par rapport au rotor (12) au moyen d'un vérin hydraulique (110, 111, 112, 113) dont les chambres (110, 112), de section identique, sont sélectivement reliées à ou isolées d'une source de fluide sous pression (17) et d'un canal de retour (15) au moyen d'une servovalve de commande de débit à deux étages qui reçoit le signal (23) émis par l'unité centrale de commande (1).

3. Dispositif selon la revendication 2, caractérisé en ce que le vérin hydraulique (110, 111, 112, 113) de commande de la position du stator (11) du stator de la pompe (10) est couplé au premier étage de la servovalve (20) par un organe de rétro-action mécanique (14).

4. Dispositif selon l'une des revendications 2 et 3, caractérisé en ce que le vérin hydraulique (110, 111, 112, 113) de commande de la position du stator (11) est

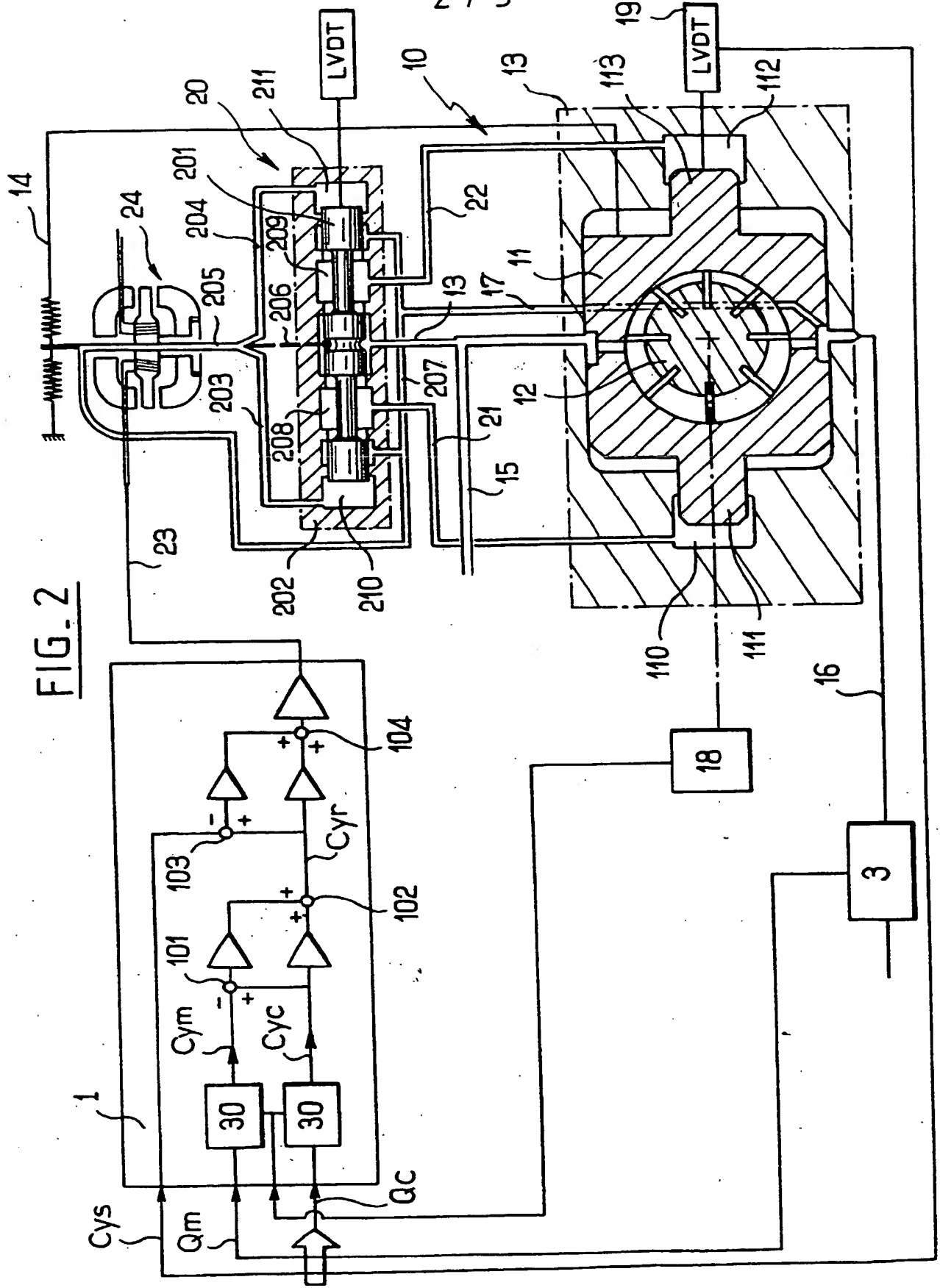


associé à un capteur (19) de sa position qui délivre en sortie un signal (Cys) correspondant à la cylindrée réelle de la pompe (10) en direction de l'unité centrale de commande (1).

- 5                    5. Dispositif selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'il comporte deux pompes (50, 60) à cylindrée variable dont l'une (60) est affectée à la fourniture d'un débit compris dans une première plage et l'autre (50) affectée à la fourniture d'un débit
- 10 complémentaire au-delà de cette première plage, les conduits de refoulement (16, 56) de ces pompes étant raccordés à un conduit unique (70) et deux débitmètres massiques (3, 8), l'un (3) étant placé en amont du conduit unique (70) sur le conduit de refoulement (16) de la pompe
- 15 (60) est destiné à fournir les débits inférieurs, l'autre (8) étant placé sur le conduit unique (70), l'unité centrale de commande (1) comportant un premier circuit (1a) délivrant le signal (23) de commande de la cylindrée de la pompe (60) affecté aux débits inférieurs en fonction du
- 20 signal émis par le premier débitmètre massique (3) et un second circuit (1b) délivrant le signal de commande (23b) de la cylindrée de la pompe (50) affecté au débit complémentaire lorsque la cylindrée théorique maximale de la pompe (60) est atteinte et ce en fonction de la différence
- 25 des signaux émis par chacun des débitmètres (3 et 8).



FIG. 2



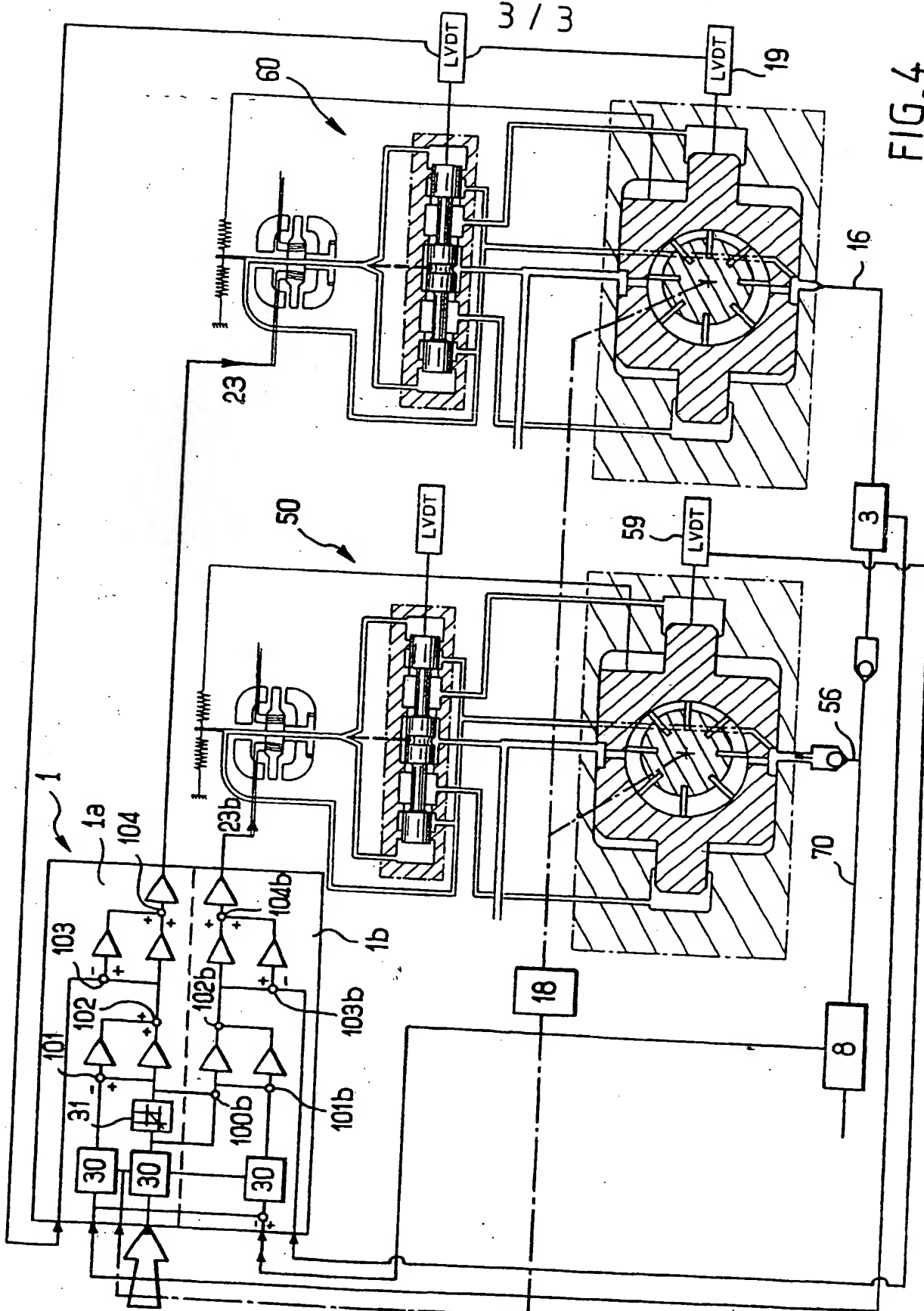


FIG. 4



